

Розробка енергозберігаючої технології підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання

Є. Є. Чайковська

Розроблено інтегровану систему підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання на основі прогнозування зміни температури місцевої води. Зміна витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора відбувається при вимірюванні температури холодагента на виході із конденсатора, тиску випаровування, тиску конденсації та частоти напруги.

Виконано комплексне математичне моделювання теплонасосної системи, що базується на інтегрованій системі підтримки розряду ґрунту на рівні 10–8°C. Визначено витрату холодагента, потужність електродвигуна компресора, напругу, частоту напруги, число обертів електродвигуна компресора, коефіцієнт продуктивності теплонасосної системи для встановлених рівнів функціонування. Встановлено параметри конвективного теплообміну в конденсаторі, постійні часу та коефіцієнти математичних моделей динаміки зміни температури місцевої води, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора.

Здобуто функціональну оцінку зміни температури місцевої води в діапазоні 35–55 °C впродовж опалювального сезону, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора. Визначення підсумкової функціональної інформації надає можливість приймати наступні випереджуючі рішення: на підтримку зміни тиску випаровування щодо зміни витрати пари холодагента для цифрового управління; на підтримку зміни тиску випаровування щодо зміни витрати пари холодагента та на зміну частоти напруги щодо зміни числа обертів електродвигуна компресора для частотного управління. Тому, запропоновано прогнозування зміни температури місцевої води на основі вимірювання температури холодагента на виході із конденсатора. Саме ця оцінка у співвідношенні з вимірюваним тиском випаровування, входить до складу аналітичних визначень витрати холодагента та числа обертів електродвигуна компресора. Здобуття такої оцінки та вимірювання частоти напруги надає можливість упереджено впливати на узгодження функціонування зовнішнього та внутрішнього контурів теплонасосної системи як при цифровому, так і частотному управлінні.

Ключові слова: теплонасосна система, частотне управління, цифрове управління, тиск випаровування, тиск конденсації.

1. Вступ

В умовах економії природного палива та зменшення шкідливих викидів в атмосферу теплонасосне енергопостачання з використанням відновлюваних джерел енергії набуває подальшого розвитку [1–3]. Так, наприклад, для підтримки функціонування біогазової установки у складі когенераційної системи рекомендовано тепловий насос, низькопотенційним джерелом енергії для якого є зброжене сусло. Запропонована технологія надає можливість за рахунок додаткового вироблення біогазу підвищити товарність біогазової установки та знизити собівартість виробництва електричної енергії та теплоти в межах 20–30 % [3].

Зовнішнє повітря, як низькопотенційне джерело енергії, є достатньо доступним у теплонасосному енергопостачанні, але зміна температури повітря у широкому діапазоні ускладнює підтримку функціонування теплонасосних систем [1].

Теплові системи типу ґрунт – вода потребують спорудження спеціальних ґрунтових теплообмінників щодо підігріву розсолу – 30 % розчину етиленгліколю, що подається у випарник теплового насоса [2]. Вертикальний теплообмінник займає меншу площу ніж горизонтальний, але вимагає додаткових капіталовкладень щодо буріння свердловин. Саме на глибині 40–150 м, де температура ґрунту складає 8–10 °С, можливо забезпечити відбір теплоти в межах 30–100 Вт на один метр довжини вертикального теплообмінника в залежності від типу ґрунту. Найбільш поширеною є конструкція вертикального теплообмінника типу труба в трубі. Розсіл, віддавши теплоту холодагенту у випарнику теплового насоса, подається циркуляційним насосом до ґрунтового теплообмінника по одній лінії, друга ж лінія забезпечує підйом розсолу до випарника теплового насоса. Удосконалення засобів використання розряду ґрунту базується на розробці нових конструкцій вертикальних теплообмінників щодо інтенсифікації процесу теплообміну. Так, наприклад, у роботі [4] на основі математичного моделювання спеціально розробленого спірального теплообмінника встановлено оптимальні конструктивні параметри: довжину та діаметр. В роботі [5] запропоновано використання фундаменту щодо розташування спіральних теплообмінників з ціллю оптимізації поверхні теплообміну. Теплові насоси типу ґрунт – вода, є найбільш поширені, але їх використання не повинно порушувати природну релаксацією ґрунту у неопалювальний період. Так, з цією ціллю запропоновано інтегровану систему підтримки розряду ґрунту в межах 8–10 °С впродовж опалювального сезону у складі динамічної системи: ґрунтовий теплообмінник – випарник теплового насоса. На основі прогнозування зміни температури ґрунту забезпечено зміну витрати розсолу на основі зміни частоти обертання електродвигуна циркуляційного насоса при вимірюванні температури розсолу на виході із випарника. Встановлено точний початковий та кінцевий термін розряду ґрунту [6].

В умовах зміни параметрів відновлюваних джерел енергії актуальним завданням щодо подальшого розвитку технологій теплонасосного енерго-

постачання є підтримка продуктивності теплонасосних систем на основі узгодження виробництва та споживання енергії в умовах енергозбереження.

Відомо, що частотне управління базується на основі зміни частоти обертання компресора за рахунок зміни частоти напруги живлення, але вимірює зміну тиску холодагента за випарником. Цифрове регулювання спірального компресора базується на зміні терміну часу стискання пари хододагента на основі спеціально розробленого електромагнітного клапана, але також оцінює зміну тиску випаровування. Підтримка продуктивності теплонасосної системи потребує забезпечення відповідності зміни тиску випаровування у випарнику зміні тиску конденсації холодагента у конденсаторі, що складно виконати на основі виміру зміни тиску холодагента за випарником.

З цією ціллю необхідно прогнозувати зміну температури місцевої води при вимірюванні температури холодагента на виході із конденсатора. Прийняття випереджуючих рішень на зміну витрати холодагента та числа обертів електродвигуна компресора при вимірюванні тиску випаровування, тиску конденсації та частоти напруги забезпечить відповідність зміни тиску випаровування у випарнику зміні тиску конденсації холодагента у конденсаторі.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Відомі методи удосконалення теплонасосних систем – економічний, ексергетичний, термoeкономіки – дозволяють визначати оптимальні умови експлуатації на статичному рівні, що ускладнює узгодження виробництва та споживання енергії в умовах функціонування. Так, в роботі [7] виконано порівняльний аналіз енергетичного та ексергетичного методів щодо оптимізації коефіцієнта продуктивності теплонасосної системи. Віддано перевагу ексергетичному методу на основі оцінки впливу витрати холодагента на потужність компресора. Так, в роботі [8] виконано математичне моделювання складових теплонасосної системи щодо подальшого моделювання на рівні теплонасосної системи, але на статичному рівні. Більш того, в даній роботі розглянуто динамічний підхід щодо математичного моделювання теплонасосної системи, але лише з ціллю оптимізації проектування теплонасосних систем та стабілізації систем управління. Динамічному підходу щодо оптимізації теплонасосних систем присвячена робота [9]. Встановлено вплив інтенсифікації теплообміну на продуктивність теплонасосної системи, але з використанням математичних моделей із зосередженими параметрами. Оцінка ж зміни параметрів тільки за часом не надає можливості прогнозування зміни параметрів технологічного процесу.

У зв'язку з ускладненням проведення аналізу теплонасосних систем на статичному рівні щодо оптимізації продуктивності автори пропонують використання комбінованих систем теплонасосного енергопостачання з підключенням, наприклад, фотоелементів [10]. В цій роботі оцінено вплив зміни сонячної радіації на підтримку потужності компресора щодо зменшення терміну використання зовні-

шньої електричної мережі, але також на статичному рівні [10]. В роботі [11] запропонована технологічна схема теплонасосного енергопостачання щодо застосування нагрівача теплового насосу від сонячного двигуна. Визначена можливість підняття тиску всмоктування компресора та підвищення ефективності функціонування теплонасосної системи з використанням енергетичних та ексергетичних методів, але також на статичному рівні. Відомі, крім статичних моделей, і такі [12], що ставлять своєю метою керування теплонасосними системами з використанням інтелектуальних мереж. Але запропоновані в цій роботі засоби вимагають вимірювання параметрів процесу. Такий підхід не може бути використаний для прийняття випереджуючих рішень на підтримку функціонування теплонасосних систем.

За технологічною схемою можливо виділити два контури теплонасосного енергопостачання: зовнішній та внутрішній. Зовнішній контур забезпечує відбір теплоти від низькопотенційного джерела енергії щодо випаровування холодагента у випарнику теплового насоса. Внутрішній контур складає випарник, компресор та конденсатор. Саме випарник та конденсатор, що знаходяться у внутрішньому контурі, є об'єднуючими елементами зовнішнього та внутрішнього контурів. Зміна витрати пари, що подається на всмоктування у компресор теплового насоса, залежить як від зміни параметрів низькопотенційного джерела енергії, так і зміни споживання. Існують різні засоби підтримки продуктивності теплонасосних систем щодо впливу на функціонування компресора. Так, циклічний режим застосовує принцип: включено – вимкнено, що потребує додаткового споживання електричної енергії на пуск компресора. Частотне управління базується на основі зміни частоти обертання компресора за рахунок зміни частоти напруги живлення щодо зміни продуктивності, але вимірює лише зміну тиску холодагента за випарником. Цифрове регулювання спірального компресора базується на зміні терміну часу стискання пари холодагента на основі спеціально розробленого електромагнітного клапана щодо осьового узгодження спіралей, але також оцінює зміну тиску випаровування. Підтримка продуктивності теплонасосної системи потребує забезпечення відповідності зміни тиску випаровування у випарнику зміні тиску конденсації холодагента у конденсаторі теплового насоса. З метою енергозбереження підтримка функціонування теплонасосного енергопостачання повинна відбуватись на основі прогнозування зміни температури місцевої води при вимірюванні температури холодагента на виході із конденсатора. Необхідно приймати випереджуючі рішення щодо зміни витрати холодагента та числа обертів електродвигуна компресора при вимірюванні тиску випаровування, тиску конденсації та частоти напруги щодо виконання як частотного, так і цифрового управління. Цим обґрунтовується необхідність проведення досліджень в даному напрямку.

3. Мета та задачі дослідження

Мета роботи – розробити енергозберігаючу технологію підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання у складі технологічної системи.

Поставлена мета буде досягнута при виконанні таких задач:

- обґрунтування необхідності аналітичних оцінок зміни температури місцевої води, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора щодо прийняття випереджуючих рішень на зміну продуктивності теплонасосної системи;

- вимірювання температури холодагента на виході із конденсатора, тиску випаровування, тиску конденсації, частоти напруги;

- розробка структурної схеми та комплексне математичне та логічне моделювання щодо здобуття еталонної та функціональної оцінки зміни температури місцевої води, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора;

- запропонувати інтегровану систему підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання на рівні прийняття рішень.

4. Матеріали та методи дослідження щодо підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання

4. 1. Математичне обґрунтування архітектури технологічної системи

На основі методологічного та математичного обґрунтування архітектури технологічних систем [13, 14] запропоновано архітектуру технологічної системи функціонування теплонасосного енергопостачання. Її основою є інтегрована динамічна підсистема, що має у своєму складі наступні динамічні системи: ґрунтовий теплообмінник – випарник, випарник – компресор, компресор – конденсатор. Іншими блоками, що входять до складу технологічної системи, є блоки заряду, розряду та блок функціональної оцінки коефіцієнта продуктивності, що знаходяться в узгодженій взаємодії із динамічною підсистемою (рис. 1).

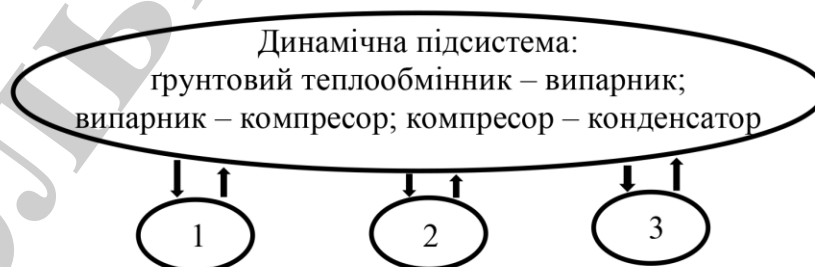


Рис. 1. Архітектура технологічної системи функціонування теплонасосного енергопостачання: 1 – блок заряду; 2 – блок функціональної оцінки коефіцієнта продуктивності; 3 – блок розряду

З використанням формули (1) описано математичне обґрунтування архітектури технологічної системи функціонування теплонасосного енергопостачання:

$$TSFHP(\tau) = \left\{ \left[\begin{array}{l} IDS(\tau)(PIDS(\tau)\langle x_0(\tau), x_1(\tau), x_2(\tau), f(\tau), K(\tau), y(\tau, z), d(\tau) \rangle), \\ Z(\tau), PIDS(\tau)), R(\tau), (PB_i(\tau) \\ \langle x_1(\tau), f_i(\tau), K_i(\tau), y_i(\tau) \rangle), \end{array} \right] \right\}, \quad (1)$$

де $TSFHP(\tau)$ – технологічна система функціонування теплонасосного енергопостачання; $IDS(\tau)$ – інтегрована динамічна підсистема (грунтовий теплообмінник – випарник; випарник – компресор; компресор – конденсатор); $PIDS(\tau)$, $PB(\tau)$ – властивості елементів інтегрованої динамічної підсистеми, блоків технологічної системи, відповідно; τ – час, с; z – координата довжини, м; $x(\tau)$ – впливи; $f(\tau)$ – параметри, що діагностуються; $K(\tau)$ – коефіцієнти математичного опису; $y(\tau, z)$ – вихідні параметри; $d(\tau)$ – динамічні параметри; $Z(\tau)$, $R(\tau)$ – логічні відносини в $IDS(\tau)$, $TSFHP(\tau)$, відповідно.

Індeksi: i – число елементів технологічної системи; 0, 1, 2 – початковий стаціонарний режим, зовнішній, внутрішній характер впливів.

4. 2. Математичне обґрунтування підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання

Запропоновано математичний опис (2) підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання, що базується на математичному обґрунтуванні архітектури технологічних систем, методології математичного опису динаміки енергетичних систем, методі графа причинно-наслідкових зв'язків [13, 14]:

$$SFHP(\tau) = \left\{ \left[\begin{array}{l} (IDS(\tau)(PIDS(\tau), MMIDS(\tau, z), CIDS(\tau), LCIDS(\tau) \\ \langle x_0(\tau), x_1(\tau), x_2(\tau), f(\tau), K(\tau), y(\tau, z), d(\tau), FIIDS(\tau) \rangle), \\ LMDIDS(\tau), MDIDS(\tau), NCF(\tau), SIDS(\tau), LSIDS(\tau) \\ \langle f(\tau), K(\tau), y(\tau, z), d(\tau), FIIDS(\tau) \rangle \\ PIDS(\tau)), R(\tau), (PB_i(\tau)\langle x_1(\tau), f_i(\tau), K_i(\tau), y_i(\tau) \rangle)CNCF(\tau)), \end{array} \right] \right\}, \quad (2)$$

де $SFHP(\tau)$ – підтримка функціонування теплонасосного енергопостачання;

$IDS(\tau)$ – інтегрована динамічна підсистема, що включає динамічну систему: грунтовий теплообмінник – випарник; випарник – компресор; компресор – конденсатор;

$PIDS(\tau)$, $PB(\tau)$ – властивості елементів інтегрованої динамічної підсистеми, блоків технологічної системи, відповідно;

$MMIDS(\tau, z)$ – математичне моделювання динаміки температури ґрунту, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора, температури місцевої води;

$MIIDS(\tau)$ – гранично припустима зміна температури ґрунту, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора, температури місцевої води;

$CIDS(\tau)$, $MDIDS(\tau)$, $SIDS(\tau)$ – контроль працездатності, прийняття рішень, ідентифікація стану в динамічній підсистемі, відповідно;

$LCIDS(\tau)$, $LMDIDS(\tau)$, $LSIDS(\tau)$ – логічні відносини в $CIDS(\tau)$, $MDIDS(\tau)$, $SIDS(\tau)$, відповідно;

$FIIDS(\tau)$ – функціональна підсумкова інформація щодо прийняття рішень в динамічній підсистемі;

$NCF(\tau)$, $CNCF(\tau)$ – нові умови функціонування, підтвердження нових умов функціонування від блоків технологічної системи;

$R(\tau)$ – логічні відносини між динамічною підсистемою та блоками розряду, заряду, функціональної оцінки коефіцієнта продуктивності, що входять до складу технологічної системи функціонування теплонасосного енергопостачання;

$x(\tau)$ – впливи;

$f(\tau)$ – параметри, що діагностуються;

$K(\tau)$ – коефіцієнти математичного опису;

$y(\tau, z)$ – вихідні параметри;

$d(\tau)$ – динамічні параметри;

z – координата довжини, м;

τ – час, с. Індеси: i – число елементів $SFHP(\tau)$; 0, 1, 2 – початковий режим, зовнішній, внутрішній характер впливів.

Математичні описи (1), (2) дозволяють підтримувати функціонування теплонасосного енергопостачання з використанням наступних дій:

– контролю працездатності ($CIDS(\tau)$) динамічної підсистеми: ґрунтовий теплообмінник – випарник; випарник – компресор; компресор – конденсатор на основі математичного ($MMIDS(\tau, z)$) та логічного ($LCIDS(\tau)$) моделювання щодо здобуття еталонної ($MIIDS(\tau)$) оцінки зміни температури ґрунту, витрати холодагента, числа обертів електродвигуна компресора, температури місцевої води;

– контролю працездатності ($CIDS(\tau)$) динамічної підсистеми: ґрунтовий теплообмінник – випарник; випарник – компресор; компресор – конденсатор на основі математичного ($MMIDS(\tau, z)$) та логічного ($LCIDS(\tau)$) моделювання щодо здобуття функціональної ($FIIDS(\tau)$) оцінки зміни температури ґрунту, витрати холодагента, числа обертів електродвигуна компресора, температури місцевої води;

– прийняття рішень ($MDIDS(\tau)$) з використанням функціональної інформації ($FIIDS(\tau)$), здобутої на основі логічного моделювання ($LMDIDS(\tau)$);

– прийняття рішень на зміну частоти напруги з використанням функціональної оцінки зміни температури ґрунту, витрати холодагента, числа обертів електродвигуна компресора, зміни температури місцевої води ($FIIDS(\tau)$);

– ідентифікації ($SIDS(\tau)$) нових умов функціонування теплонасосного енергопостачання ($NCF(\tau)$) на основі логічного моделювання ($LSIDS(\tau)$) та підтвердження нових умов функціонування на основі ($R(\tau)$) від блоків технологічної системи.

4.3. Математичне моделювання динаміки зміни температури місцевої води

Згідно формул (1), (2) запропоновано прогнозування зміни температури місцевої води при вимірюванні температури холодагента на виході із конденсатора теплового насосу. Передатна функція за каналом: «температура місцевої води – витрата холодагента» здобута в результаті рішення системи нелінійних диференційних рівнянь. Зміна температури місцевої води як у часі, так і вздовж координати довжини конденсатора, при зміні витрати холодагента представлена так:

$$W_{t_{\theta}-G_{x1}} = \frac{K_x \varepsilon (1 - L_3^*)}{(T_{\theta} S + 1) \beta - 1} (1 - e^{-\gamma \xi}), \quad (3)$$

де

$$K_x = \frac{m(\theta_0 - \sigma_0)}{G_{30}}; \quad \varepsilon = \frac{\alpha_{30} h_{30}}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$L_3^* = \frac{1}{L_3 + 1}; \quad L_3 = \frac{G_3 C_3}{\alpha_{30} h_{30}}; \quad \varepsilon^* = \varepsilon(1 - L_3^*);$$

$$\gamma = \frac{(T_{\theta} S + 1) \beta - 1}{\beta}; \quad \xi = \frac{z}{L_B}; \quad T_B = \frac{g_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$\beta = T_M S + \varepsilon^* + 1; \quad T_M = \frac{g_M C_M}{\alpha_{B0} h_{B0}},$$

де \square – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); C – питома теплоємність, кДж/(кг·К); G – витрата речовини, кг/с; g – питома маса речовини, кг/м; h – питома поверхня, м²/м; t_B , \square , σ – температура місцевої води, розподіляючої стінки, холодагента, К; z – координата довжини конденсатора, м; T_B , T_M – постійні часу, що

характеризують теплову акумулюючу здатність місцевої води, металу, с; m – показник залежності коефіцієнта тепловіддачі від витрати; τ – час, с; S – параметр перетворення Лапласа; $S = \omega j$; ω – частота, 1/с.

Індекси: 0 – вихідний стаціонарний режим; 1 – вхід в конденсатор; в – внутрішній потік – місцева вода; м – металева стінка; 3 – зовнішній потік – холодагент.

Передатна функція за каналом: «температура місцевої води – витрата пари холодагента» здобута на основі вирішення системи нелінійних диференціальних рівнянь з використанням засобу перетворення Лапласа. Система диференціальних рівнянь включає рівняння стану як оцінку фізичної моделі динамічної системи: компресор – конденсатор теплового насоса. До складу системи диференціальних рівнянь входять також рівняння енергії передаючого та сприймаючого середовищ – холодагента та місцевої води, відповідно та рівняння теплового балансу для стінки конденсатора.

Рівняння енергії сприймаючого середовища розроблено із представленням зміни температури місцевої води як у часі, так і вздовж просторової координати, що співпадає з напрямом потоку руху середовища. Рівняння енергії передаючого середовища включає коефіцієнт K_x , що оцінює зміну температури холодагента на виході із конденсатора теплового насоса, що вимірюється.

4. 4. Математичне моделювання динаміки зміни витрати пари холодагента

Згідно формул (1), (2) запропоновано оцінку зміни витрати холодагента щодо подачі на всмоктування компресора при вимірюванні тиску випаровування на виході із випарника та тиску конденсації на виході із конденсатора теплового насоса. З цією ціллю система диференціальних рівнянь, що включає рівняння енергії холодагента, місцевої води та рівняння теплового балансу для стінки конденсатора доповнена рівнянням сплошності холодагента. Результатом вирішення системи диференціальних рівнянь з використанням перетворення Лапласа є передатна функція за каналом: «витрата холодагента – тиск холодагента», що оцінює зміну витрати холодагента при зміні тиску випаровування та тиску конденсації:

$$W_{G_x - p_1} = \frac{\chi_p S}{\gamma} (1 - e^{-\gamma_1 \xi}), \quad (4)$$

де

$$\chi_p = -f_s \frac{\partial p}{\partial p}; \quad \gamma = \frac{(T_b S + 1)\beta - 1}{L_b \beta};$$

$$T_B = \frac{g_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}}; L_B = \frac{G_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$\beta = T_M S + \varepsilon^* + 1; T_M = \frac{g_M C_M}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$\varepsilon^* = \varepsilon(1 - L_3^*); \varepsilon = \frac{\alpha_{30} h_{30}}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$L_3^* = \frac{1}{L_3 + 1}; L_3 = \frac{G_3 C_3}{\alpha_{30} h_{30}}; \xi = \frac{z}{L_B},$$

де \square – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); p – тиск холодагента, МПа; f_s – перетин для проходу холодагента, м²; C – питома теплоємність, кДж/(кг·К); G – витрата речовини, кг/с; ρ – щільність холодагента, кг/м³; g – питома маса речовини, кг/м; h – питома поверхня, м²/м; z – просторова координата довжини конденсатора, м; T_B , T_M – постійні часу, що характеризують теплову акумулюючу здатність місцевої води, металу, с; S – параметр перетворення Лапласа; $S = \omega j$; ω – частота, 1/с.

Індекси: 0 – вихідний стаціонарний режим; 1 – вхід в динамічну систему; в – внутрішній потік – місцева вода; м – металева стінка; 3 – зовнішній потік – холодагент.

4. 5. Математичне моделювання динаміки зміни числа обертів електродвигуна компресора

Згідно формул (1), (2) запропоновано оцінку зміни числа обертів електродвигуна компресора теплового насоса. Параметри, що вимірюються: тиск випаровування на виході із випарника, тиск конденсації на виході із конденсатора та частота напруги. Передатна функція за каналом: «число обертів електродвигуна компресора теплового насоса – частота напруги» має такий вид:

$$W_{n-f_1} = \frac{K_f \chi_p S}{\gamma} (1 - e^{-\gamma \xi}), \quad (5)$$

$$K_f = \frac{60 f (1-s)}{p_n}; \chi_p = -f_s \frac{\partial \rho}{\partial p}; \gamma = \frac{(T_B S + 1) \beta - 1}{L_B \beta};$$

$$T_B = \frac{g_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}}; L_B = \frac{G_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$\beta = T_m S + \varepsilon^* + 1; T_m = \frac{g_m C_m}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$\varepsilon^* = \varepsilon(1 - L_3^*); \varepsilon = \frac{\alpha_{30} h_{30}}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$L_3^* = \frac{1}{L_3 + 1}; L_3 = \frac{G_3 C_3}{\alpha_{30} h_{30}};$$

$$\gamma_1 = \frac{(T_b S + 1)\beta - 1}{\beta}; \xi = \frac{z}{L_b},$$

де \square – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); p – тиск холодагента, МПа; f_s – перетин для проходу холодагента, м²; f – частота напруги, Гц; p_n – число пар полюсів; C – питома теплоємність, кДж/(кг·К); G – витрата речовини, кг/с; ρ – щільність холодагента, кг/м³; g – питома маса речовини, кг/м; h – питома поверхня, м²/м; z – координата довжини конденсатора, м; T_b, T_m – постійні часу, що характеризують теплову акумулюючу здатність місцевої води, металу, с; S – параметр перетворення Лапласа; $S = \omega j$; ω – частота, 1/с.

Індекси: 0 – вихідний стаціонарний режим; 1 – вхід в конденсатор; в – внутрішній потік – місцева вода; м – металева стінка; з – зовнішній потік – холодагент.

Виділено дійсну частину передатної функції (3) щодо оцінки зміни температури місцевої води:

$$O_1(\omega) = \frac{(L_1 A_1) + (M_1 B_1) K_x \varepsilon (1 - L_3^*)}{(A_1^2 + B_1^2)}. \quad (6)$$

До складу коефіцієнта K_x входить температура поділяючої стінки \square :

$$\theta = (\alpha_g (\sigma_1 + \sigma_2) / 2) + A(t_1 + t_2) / 2 / (\alpha_g + A), \quad (7)$$

де \square_1, \square_2 – температура холодагента на вході, та на виході з конденсатора, К, відповідно;

$$A = 1 / (\delta_m / \lambda_m + 1 / \alpha_3), \quad (8)$$

де δ – товщина стінки конденсатора, м; \square – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); λ – теплопровідність металу стінки конденсатора, кВт/(м·К); t_1, t_2 – температура

місцевої води на вході та на виході з конденсатора, К, відповідно. Індеси: з – зовнішній потік – холодагент; в – внутрішній потік – місцева вода.

Для використання дійсної частини $O_I(\square)$ здобуто наступні коефіцієнти:

$$A_1 = \varepsilon^* - T_B T_M \omega^2; \quad A_2 = \varepsilon^* + 1; \\ B_1 = T_\varepsilon \omega + T_\varepsilon \omega + T_M \omega; \quad (9)$$

$$B_2 = T_M \omega; \quad C_1 = \frac{A_1 A_2 + B_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad D_1 = \frac{A_2 B_1 - A_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad (10)$$

$$L_1 = 1 - e^{-\zeta C_1} \cos(-\xi D_1); \quad M_1 = -e^{-\zeta C_1} \sin(-\xi D_1). \quad (11)$$

Виділено дійсну частину передатної функції (4) щодо оцінки зміни витрати пари холодагента:

$$O_2(\omega) = \chi_p L_B (C_1 L_1) - (D_1 M_1). \quad (12)$$

Для використання дійсної частини $O_2(\square)$ здобуто наступні коефіцієнти:

$$A_1 = -T_M \omega^2; \quad A_2 = \varepsilon - T_B T_M \omega^2; \quad B_1 = (\varepsilon + 1)\omega;$$

$$B_2 = T_\varepsilon \omega + T_B \omega + T_M \omega + \varepsilon, \quad (13)$$

$$C_1 = \frac{A_1 A_2 + B_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad D_1 = \frac{A_2 B_1 - A_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad (14)$$

$$L_1 = 1 - e^{-\zeta C_1} \cos(-\xi D_1); \quad M_1 = -e^{-\zeta C_1} \sin(-\xi D_1). \quad (15)$$

Виділено дійсну частину передатної функції (5) щодо оцінки зміни числа обертів електродвигуна компресора:

$$O_3(\omega) = K_f \chi_p L_B (C_1 L_1) - (D_1 M_1). \quad (16)$$

Для використання дійсної частини $O_3(\square)$ здобуто наступні коефіцієнти:

$$A_1 = -T_M \omega^2; \quad A_2 = \varepsilon - T_B T_M \omega^2; \quad B_1 = (\varepsilon + 1)\omega;$$

$$B_2 = T_\varepsilon \omega + T_B \omega + T_M \omega + \varepsilon, \quad (17)$$

$$C_1 = \frac{A_1 A_2 + B_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad D_1 = \frac{A_2 B_1 - A_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad (18)$$

$$L_1 = 1 - e^{-\zeta C_1} \cos(-\xi D_1); \quad M_1 = -e^{-\zeta C_1} \sin(-\xi D_1). \quad (19)$$

Реалізація передатних функцій (3)–(5), що здобуті на основі використання операторного методу вирішення системи нелінійних диференціальних рівнянь, утримують параметр перетворення Лапласа $-S(S=j\omega)$, де ω – частота, 1/с. Для переходу від частотної області до області часу виділено дійсні частини (6), (12), (16), що здобуті в результаті математичної обробки передатних функцій. Саме ці частини входять до складу інтегралів (20), (21), (22), що надають можливість здобути динамічні характеристики температури місцевої води, витрати холодагента, числа обертів електродвигуна компресора, відповідно, з використанням зворотного перетворення Фур'є.

$$t_b(\tau, z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} O_1(\omega) \sin(\tau\omega/\omega) d\omega. \quad (20)$$

$$G_x(\tau, z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} O_2(\omega) \sin(\tau\omega/\omega) d\omega. \quad (21)$$

$$\begin{aligned} n(\tau) &= G_x(\tau, z) K_f(\tau) = \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} O_3(\omega) \sin(\tau\omega/\omega) d\omega. \end{aligned} \quad (22)$$

де t_b – температура місцевої води, К; G_x – витрата холодагента, кг/с; n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.

5. Результати досліджень технології підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання

Згідно формулам (1), (2) виконано комплексне математичне моделювання теплонасосного енергопостачання з використанням розробленої структурної схеми (рис. 2).

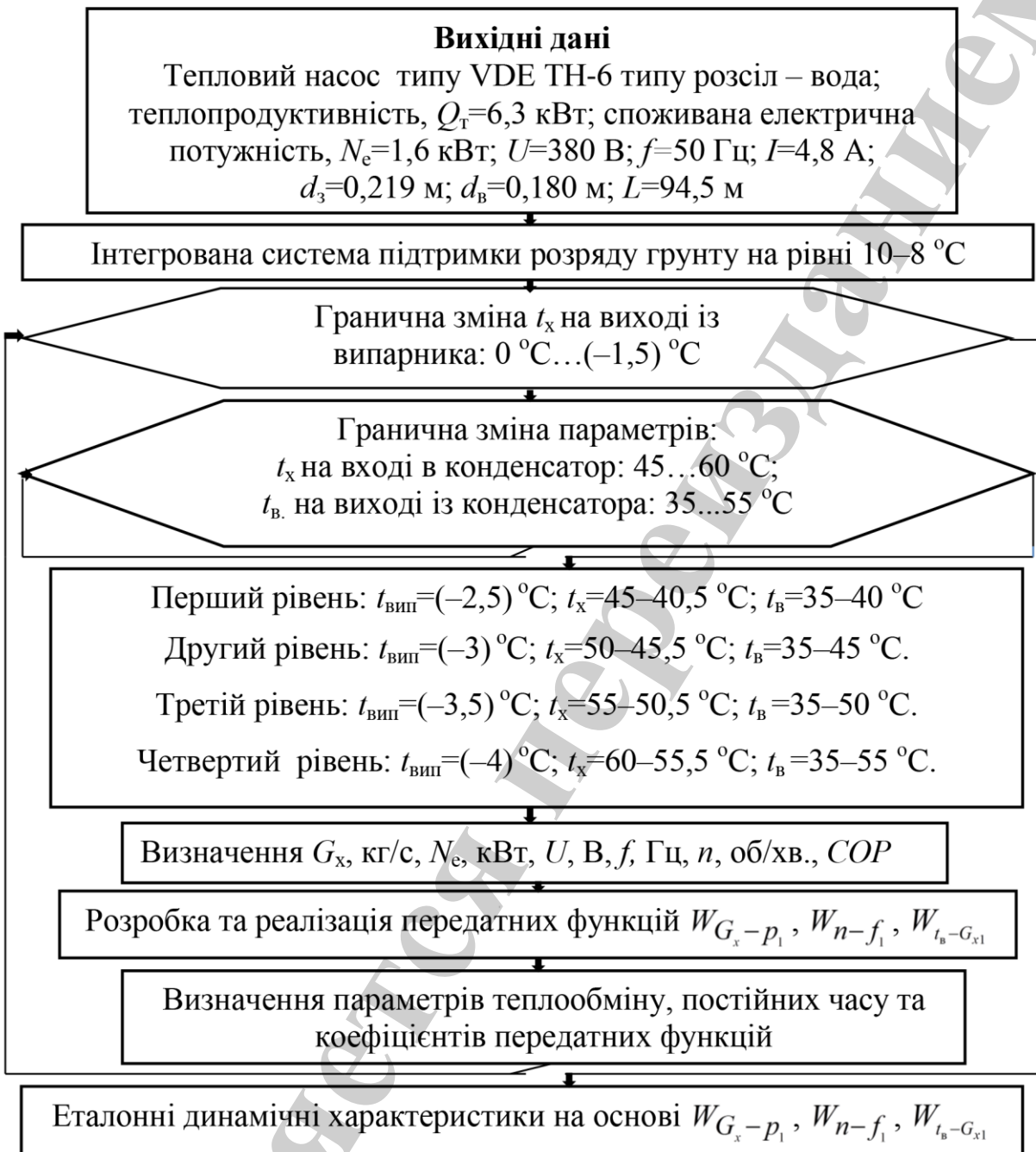


Рис. 2. Структурна схема комплексного математичного моделювання теплонасосного енергопостачання: U – напруга, В; f – частота напруги, Гц; I – струм, А; d_3 , d_b – зовнішній, внутрішній діаметр ґрунтового теплообмінника, відповідно, м; L – довжина теплообмінника, м; t_x , t_b , $t_{\text{вип}}$, – температура холодагента, місцевої води, випаровування холодагента, відповідно, К; G_x – витрата холодагента, кг/с; n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.; COP – коефіцієнт продуктивності теплонасосної системи

Згідно запропонованій структурній схемі (рис. 2) в табл. 1–3 представлені результати комплексного математичного моделювання теплонасосного енергопостачання. Використано теплофізичні властивості холодагента R 134a. Оцінка граничної зміни температури холодагента на виході із випарника теплового насосу встановлена на основі підтримки розряду ґрунту на рівні 10–8 °С [6].

Таблиця 1

Режимні параметри теплонасосної системи

Рівні функціонування	G_x , кг/с	N_e , кВт	U , В	f , Гц	n , об/хвил.	COP
Перший рівень	0,0368	1,23	266,96	35,13	1053,9	5,13
Другий рівень	0,0380	1,39	302,17	39,8	1194	4,53
Третій рівень	0,0391	1,55	337,17	44,36	1330,8	4,06
Четвертий рівень	0,0398	1,73	380	50	1500	3,63

Примітка: G_x – витрата холодагента, кг/с; N_e – потужність електродвигуна компресора, кВт; U – напруга, В; f – частота напруги, Гц; n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.; COP – коефіцієнт продуктивності теплонасосної системи

Таблиця 2

Параметри теплообміну у складі математичних моделей динаміки

Рівні функціонування	Параметр		
	α_z , Вт/(м ² ·К)	α_v , Вт/(м ² ·К)	k , Вт/(м ² ·К)
Перший рівень	1193,16	873,18	496,38
Другий рівень	1245,17	972,35	536,83
Третій рівень	1319,06	1129,83	597,21
Четвертий рівень	1467,69	1423,96	706,81

Примітка: α_z – коефіцієнт конвективного теплообміну від холодагента до стінки конденсатора, Вт/(м²·К); α_v – коефіцієнт конвективного теплообміну від стінки конденсатора до місцевої води, Вт/(м²·К); k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

Таблиця 3

Значення постійних часу та коефіцієнтів математичних моделей динаміки

Рівні функціонування	T_v , с	T_m , с	L_v , м	ε	L_3 , м	L_3^*	ε^*	ζ
Перший рівень	5,36	1,78	23,37	1,5883	2,60	0,28	1,1460	0,72
Другий рівень	5,02	1,60	20,98	1,5523	2,59	0,28	1,1177	0,67
Третій рівень	4,14	1,38	18,06	1,3570	2,57	0,28	0,9770	0,62
Четвертий рівень	3,28	1,90	14,31	1,1980	2,44	0,28	0,8506	0,60

На основі запропонованого математичного обґрунтування підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання (1), (2) розроблено структурні схеми (рис. 3, 4) щодо контролю працездатності та підтримки продуктивності теплонасосної системи.

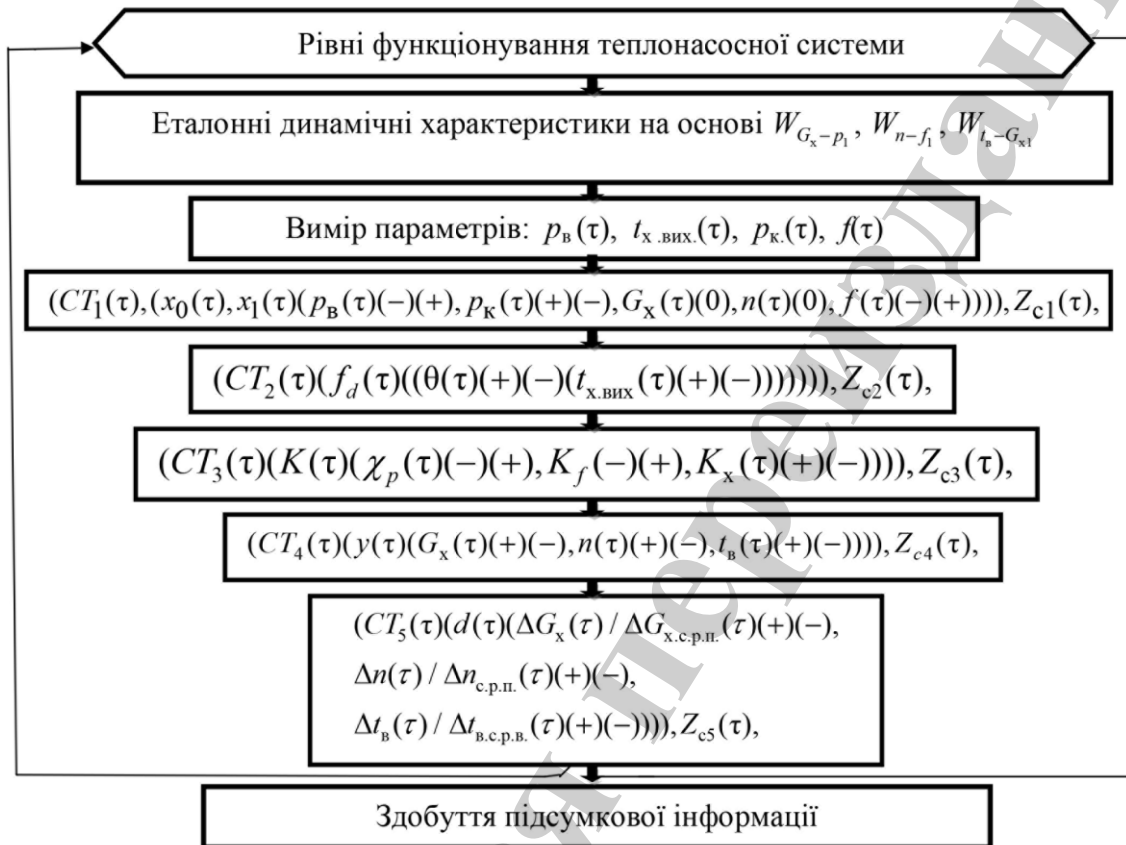


Рис. 3. Структурна схема контролю працездатності теплонасосної системи: $t_{x.vих.}$, t_v ,

□ – температура холодагента на виході із конденсатора, місцевої води, розподіляючої стінки конденсатора, відповідно, К; p_v, p_k – тиск випаровування, тиск конденсації, відповідно, МПа; G_x – витрата холодагента, кг/с; f – частота напруги, Гц; n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.; CT – контроль події; Z – логічні відносини; d – динамічні параметри; x – впливи; f_d – параметри, що діагностуються; y – вихідні параметри; K – коефіцієнти математичного опису; COP – коефіцієнт продуктивності теплонасосної системи; □ – час, Індеси: c – контроль працездатності; e – еталонне значення параметра c . р. п. – стале, розрахункове значення параметра першого рівня функціонування c . р. в. – стале розрахункове значення параметра верхнього рівня функціонування; нов. рів. – новий рівень функціонування; 0, 1, 2 – початковий стаціонарний режим, зовнішні, внутрішні параметри; 3 – коефіцієнти рівнянь динаміки; 4 – суттєві параметри, що діагностуються; 5 – динамічні параметри

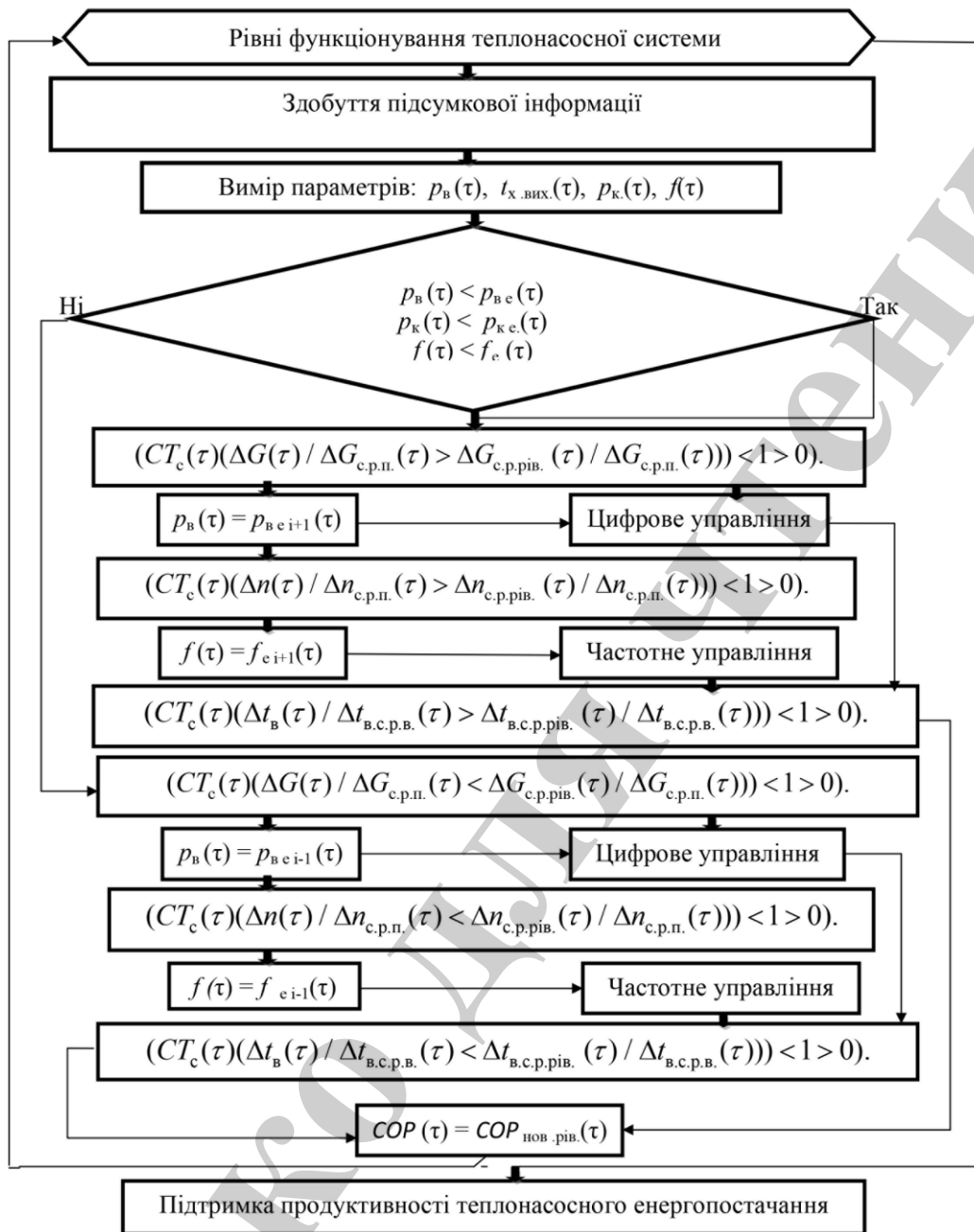


Рис. 4. Структурна схема підтримки продуктивності теплонасосного енергопостачання: $t_{x.вих.}$, t_v – температура холодагента на виході із конденсатора, місцевої води, відповідно, К; p_v, p_k – тиск випаровування, тиск конденсації, відповідно, МПа; G_x – витрата холодагента, кг/с; f – частота напруги, Гц; n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.; COP – коефіцієнт продуктивності теплонасосної системи; τ – час, Індокси: е – еталонне значення параметра с. р. п. – стале, розрахункове значення параметра першого рівня функціонування с. р. в. – стале розрахункове значення параметра верхнього рівня функціонування; нов. рів. – новий рівень функціонування

Розроблено комплексну інтегровану систему підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання (табл. 4, 5). Система базується на прогнозуванні зміни температури місцевої води щодо зміни витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора. Відбувається безперервне вимірювання температури холодагента на виході із конденсатора, тиску випаровування, тиску конденсації та частоти напруги.

Таблиця 4

Інтегрована система підтримки зміни температури місцевої води

Час, □, 10 ⁵ с	Зміна параметрів	$\Delta t_B (\tau) / \Delta t_{B, c.p.v.} (\tau)$	$t_B (\tau), ^\circ\text{C}$
0	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=39,55^\circ\text{C}; f=35,13 \text{ Гц}$	0	35
10,5	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=39,55^\circ\text{C}; f=34,55 \text{ Гц}$	0,0086	35,17
21	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=39,6^\circ\text{C}; f=33,97 \text{ Гц}$	0,0218	35,43
31,5	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=39,7^\circ\text{C}; f=33,38 \text{ Гц}$	0,0489	35,97
42	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=39,8^\circ\text{C}; f=32,8 \text{ Гц}$	0,0744	36,48
52,5	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=39,9^\circ\text{C}; f=32,21 \text{ Гц}$	0,1007	37,01
63	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=40^\circ\text{C}; f=31,63 \text{ Гц}$	0,1270	37,54
73,5	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=40,1^\circ\text{C}; f=31,05 \text{ Гц}$	0,1533	38,07
84	$t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=40,3^\circ\text{C}; f=30,46 \text{ Гц}$	0,2059	39,12
94,5	Прийняття рішення на зміну частоти напруги: $f=39,8 \text{ Гц};$ $t_{X \text{ ВХ}}=45^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=40,5^\circ\text{C}$	0,2585	40,17
105	$t_{X \text{ ВХ}}=50^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=44,2^\circ\text{C}; f=37,52 \text{ Гц}$	0,3282	41,56
115,5	Прийняття рішення на зміну частоти напруги: $f=44,36 \text{ Гц};$ $t_{X \text{ ВХ}}=50^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=45^\circ\text{C}$	0,5184	45,36
126	$t_{X \text{ ВХ}}=55^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=50,1^\circ\text{C}; f=30,46 \text{ Гц}$	0,7865	50,73
136,5	Прийняття рішення на зміну частоти напруги: $f=50 \text{ Гц};$ $t_{X \text{ ВХ}}=60^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=55,1^\circ\text{C}$	0,9283	53,57
147	$t_{X \text{ ВХ}}=60^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=55,4^\circ\text{C}; f=50 \text{ Гц}$	0,9821	54,65
157,5	$t_{X \text{ ВХ}}=60^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=55,5^\circ\text{C}; f=50 \text{ Гц}$	1	55
161,6	$t_{X \text{ ВХ}}=60^\circ\text{C}; t_{X \text{ ВИХ.}}=55,5^\circ\text{C}; f=50 \text{ Гц}$	1	55

Примітка: $t_{X \text{ ВХ}}, t_{X \text{ ВИХ.}}, t_B$ – температура холодагента на вході в конденсатор на виході із конденсатора, температура місцевої води, відповідно, $^\circ\text{C}$; f – частота напруги, Гц; τ – час, с. Індекс: с.р.в. –стале, розрахункове значення параметра верхнього рівня функціонування

Температуру місцевої води у встановлений термін часу визначено так:

$$t_{Bi+1}(\tau) = t_{Bi} + ((\Delta t_{Bi+1}(\tau) / \Delta t_{\text{в.с.р.в.}}(\tau) - \Delta t_{Bi}(\tau) / \Delta t_{\text{в.с.р.в.}}(\tau))(t_{B2} - t_{B1})), \quad (23)$$

де t_B – температура місцевої води, °C; t_1, t_2 – початкове та кінцеве значення температури місцевої води, °C, відповідно; i – число рівнів функціонування; τ – час, с. Індекс: с. р. в. – стале, розрахункове значення параметра верхнього рівня функціонування

Так, наприклад, в термін часу $94,5 \cdot 10^5$ с (2625 годин) після початку опалювального сезону, що обраний для м. Києва (Україна) і складає 4448 годин, абсолютне значення температури місцевої води з використанням формули (23) складає:

$$40,17 \text{ } ^\circ\text{C} = 39,12 \text{ } ^\circ\text{C} + (0,2585 - 0,2059)(55 \text{ } ^\circ\text{C} - 35 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Таблиця 5

Інтегрована система зміни витрати холодагента та числа обертів компресора

Час, □, 10 ⁵ с	Зміна параметрів	$\Delta G(\tau) / \Delta G_{\text{с.р.п.}}(\tau)$	$\Delta n(\tau) / \Delta n_{\text{с.р.п.}}(\tau)$	$G(\tau)$, кг/с	$n(\tau)$, об/хв.
0	$p_B=0,266$ МПа; $p_K=1,008$ МПа; $f=35,13$ Гц	1	1	0,0368	1053,9
10,5	$p_B=0,265$ МПа; $p_K=1,009$ МПа; $f=34,55$ Гц	0,9979	0,9815	0,0368	1062,1
21	$p_B=0,265$ МПа; $p_K=1,012$ МПа; $f=33,97$ Гц	0,9932	0,9605	0,03681	1071,5
31,5	$p_B=0,2645$ МПа; $p_K=1,014$ МПа; $f=33,38$ Гц	0,9899	0,9505	0,03682	1076
42	$p_B=0,264$ МПа; $p_K=1,016$ МПа; $f=32,8$ Гц	0,9866	0,9341	0,03683	1083,3
52,5	$p_B=0,2635$ МПа; $p_K=1,019$ МПа; $f=32,21$ Гц	0,9820	0,9005	0,03684	1098,3
63	$p_B=0,263$ МПа; $p_K=1,022$ МПа;	0,9775	0,8988	0,03685	1099,1

	$f=31,63$ Гц				
73,5	$p_B=0,2625$ МПа; $p_K=1,028$ МПа; $f=31,05$ Гц	0,9686	0,8567	0,03688	1117,9
84	$p_B=0,262$ МПа; $p_K=1,034$ МПа; $f=30,46$ Гц	0,9610	0,8334	0,0369	1136,7
94,5	Прийняття рішення на зміну частоти напруги: $f=39,8$ Гц; $p_B=0,261$ МПа; $p_K=1,1851$ МПа	0,8291	0,9395	0,0373	1184
105	$p_B=0,260$ МПа; $p_K=1,325$ МПа; $f=37,52$ Гц	0,7945	0,7685	0,0376	1260,3
115,5	Прийняття рішення на зміну частоти напруги: $f=44,36$ Гц; $p_B=0,258$ МПа; $p_K=1,3391$ МПа	0,7841	0,9297	0,0378	1317,9
126	$P_B=0,254$ МПа; $P_K=1,4298$ МПа; $f=30,46$ Гц	0,7285	0,8005	0,038	1406,9
136,5	Прийняття рішення на зміну частоти напруги: $f=50$ Гц; $p_B=0,252$ МПа; $p_K=1,5206$ МПа	0,7262	0	0,038	1500
147	$p_B=0,252$ МПа; $p_K=1,5206$ МПа; $f=50$ Гц	0	0	0,0398	1500
157,5	$p_B=0,252$ МПа; $p_K=1,5206$ МПа; $f=50$ Гц	0	0	0,0398	1500
161,6	$p_B=0,252$ МПа; $p_K=1,5206$ МПа; $f=50$ Гц	0	0	0,0398	1500

Примітка: G_x – витрата холодагента, кг/с; n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.; p_e – тиск випаровування, МПа; p_K – тиск конденсації, МПа; f – частота напруги, Гц; τ – час, с. Індекс: с. р. п. – стале, розрахункове значення параметра першого рівня функціонування

Витрату холодагента у встановлений термін часу визначено так:

$$G_{i+1}(\tau) = G_i + ((\Delta G_{i+1}(\tau) / \Delta G_{\text{с.р.п.}}(\tau) - \Delta G_i(\tau) / \Delta G_{\text{с.р.п.}}(\tau))(G_2 - G_1)), \quad (24)$$

де G – витрата холодагента, кг/с; G_1, G_2 – початкове та кінцеве значення витрати холодагента, кг/с, відповідно (табл. 5); i – число рівнів функціонування теплонасосного енергопостачання; τ – час, с. Індекс: с. р. п. – стале, розрахункове значення параметра першого рівня функціонування.

Число обертів електродвигуна компресора у встановлений термін часу визначено так:

$$n_{i+1}(\tau) = n_i + ((\Delta n_{i+1}(\tau) / \Delta n_{\text{с.р.п.}}(\tau) - \Delta n_i(\tau) / \Delta n_{\text{с.р.п.}}(\tau))(n_2 - n_1)), \quad (25)$$

де n – число обертів електродвигуна компресора, об/хв.; n_1, n_2 – початкове та кінцеве числа обертів електродвигуна компресора, об/хв., відповідно; i – число рівнів функціонування теплонасосного енергопостачання; τ – час, с. Індекс: с. р. п. – стале, розрахункове значення параметра першого рівня функціонування.

Так, наприклад, в термін часу $94,5 \cdot 10^5$ с (2625 годин) після початку опалювального сезону, що обраний для м. Києва і складає 4448 годин, абсолютні значення витрати холодагента, числа обертів електродвигуна компресора з використанням формул (24) (25) складають:

$$0,0373 \text{ кг/с} = 0,0369 \text{ кг/с} + (0,9610 - 0,8291)(0,0398 \text{ кг/с} - 0,0368 \text{ кг/с}),$$

$$1184 \text{ об/хв.} = 1136,7 \text{ об/хв.} + (0,9395 - 0,8334)(1500 \text{ об/хв.} - 1053,9 \text{ об/хв.}).$$

Графічна залежність зміни температури місцевої води впродовж опалювального періоду щодо прийняття рішень на зміну продуктивності теплонасосної системи представлена на рис. 5.



Рис. 5. Підтримка продуктивності теплонасосного енергопостачання, де 1, 2, 3, 4 – перший, другий, третій, четвертий рівні функціонування, відповідно

Так, наприклад, в термін часу $94,5 \cdot 10^5$ с (2625 годин) щодо підігріву місцевої води з $40,17$ °C до $45,36$ °C при цифровому управлінні необхідно прийняти випереджуюче рішення на збільшення витрати холодагента до рівня $0,0373$ кг/с. Частотне управління потребує додаткового прийняття рішення на збільшення частоти напруги на $13,2$ % щодо збільшення числа обертів електродвигуна компресора до рівня 1184 об/хв.

Виконання таких дій дозволить збільшити стиск пари у компресорі, збільшивши температуру пари на вході в конденсатор до рівня 50 °C. Правильність подальшого підігріву місцевої води підтверджена використанням інтегрованої системи підтримки розряду ґрунту, температура якого в цей термін часу складає $9,21$ °C [6].

6. Обговорення результатів дослідження щодо енергозберігаючої технології підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання

Отримано інтегровану систему підтримки продуктивності теплонасосного енергопостачання на основі узгодження виробництва та споживання енергії в умовах енергозбереження.

Зазвичай при управлінні теплонасосним енергопостачанням використовують вимір тиску холодагента за випарником теплового насоса. Але використання такого виміру є обґрунтованим тільки за умови оцінки зміни температури випаровування холодагента та при умові, якщо не враховано узгодження виробництва із

споживанням енергії. При спробі вийти за ці обмеження для підвищення продуктивності теплонасосного енергопостачання використовують режим функціонування: включено – вимкнено. При використанні ж частотного чи цифрового управління застосовують додаткове ускладнення електричних схем. Виникають об'єктивні труднощі, що пов'язані з значними витратами як електричної енергії на пускові процеси, так і додаткові капіталовкладення. Представлено спосіб подолання цих труднощів. Він заснований на тому, що запропоновано прогнозування зміни температури місцевої води з вимірюванням температури холодагента на виході із конденсатора теплового насосу. Саме ця оцінка у співвідношенні з вимірюваним тиском випаровування, входить до складу запропонованих аналітичних визначень витрати холодагента щодо цифрового управління та числа обертів електродвигуна компресора щодо частотного управління. Саме ця оцінка надає можливість упереджено впливати на узгодження функціонування зовнішнього та внутрішнього контурів теплонасосної системи, тобто виробництва та споживання енергії. В результаті проведених досліджень представлено результати комплексного математичного та логічного моделювання теплонасосного енергопостачання з використанням граничної зміни температури холодагента на виході із випарника теплового насосу, визначеної на основі інтегрованої системи підтримки розряду ґрунту на рівні 10–8 °С. Таким чином, встановлено зв'язок зміни температури випаровування холодагента у випарнику, як складовій внутрішнього контуру теплонасосної системи, із зовнішнім контуром щодо підтримки зміни температури ґрунту впродовж опалювального періоду.

Прийняття упереджених рішень на зміну витрати пари, впливаючи на дію електромагнітного клапана для цифрового управління, дозволяє забезпечити зміну стиску всмоктування пари холодагента у компресор та зміну стиску нагнітання пари у конденсатор. Прийняття упереджених рішень на зміну частоти напруги щодо зміни числа обертів електродвигуна компресора також дозволяє встановити відповідність зміни стиску всмоктування пари зміні стиску нагнітання при частотному управлінні. Встановлення нових параметрів пари щодо переходу на новий півень функціонування підтримує новий коефіцієнт продуктивності теплонасосної системи. Представлені результати дослідження є продовженням роботи в напрямку узгодження виробництва та споживання енергії [3, 6, 13, 14]. Представлені результати можуть бути використані в розробці інтелектуальних систем функціонування контролерів теплонасосних систем як з частотним управлінням, так і цифровим. Розвиток даного дослідження полягає в запланованій апробації результатів дослідження в умовах використання теплонасосних систем різних типів та різної потужності в складі запропонованої технологічної системи. Це пов'язано із використанням різних джерел низькопотенційної енергії щодо визначення різних засобів підтримки зміни параметрів впродовж технологічного процесу. Так, наприклад, в енергозберігаючій технології виробництва біогазу на основі теплонасосного енергопостачання, низькопотенційним джерелом енергії для якого є зброжене сушло [3]. При використанні теплонасосних систем різної потужності та удоскона-

ленні інтелектуальних систем функціонування контролерів необхідно встановлення засобу управління: частотне чи цифрове щодо не допущення зайвих додаткових капіталовкладень.

7. Висновки

1. Запропоновано прогнозування зміни температури місцевої води при вимірюванні температури холодагента на виході із конденсатора. Прийняття випереджувачих рішень на зміну витрати холодагента та числа обертів електродвигуна компресора при вимірюванні тиску випаровування, тиску конденсації та частоти напруги забезпечує відповідність зміни тиску випаровування у випарнику зміні тиску конденсації холодагента у конденсаторі.

2. Виконано комплексне математичне моделювання теплонасосної системи, що базується на інтегрованій системі підтримки розряду ґрунту на рівні 10–8 °С. Встановлено граничну зміну температури холодагента на виході із випарника: 0 °С...(-1,5) °С. Визначено режимні параметри теплонасосної системи, параметри теплообміну в конденсаторі, постійні часу та коефіцієнти математичних моделей динаміки для встановлених рівнів функціонування. Здобуто еталонні динамічні оцінки зміни температури місцевої води, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора. Виконано логічне моделювання контролю працездатності теплонасосної системи, що відбувається за принципом причинно-наслідкових зв'язків. Логічний блок має складові, що оцінюють: зміну температури холодагента на виході із конденсатора, тиск випаровування, тиск конденсації, частоту напруги, що вимірюються; зміну температури стінки конденсатора; зміну коефіцієнтів математичних моделей динаміки, κ_p , K_f , K_x ; зміну температури місцевої води, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора; зміну динамічних параметрів; результуючий блок контролю працездатності щодо здобуття функціональної оцінки зміни температури місцевої води, витрати пари холодагента, числа обертів електродвигуна компресора.

3. Запропоновано підтримку функціонування теплонасосного енергопостачання щодо прогнозування зміни температури місцевої води при безперервному вимірюванні температури холодагента на виході із конденсатора, тиску випаровування, тиску конденсації та частоти напруги. Підтримка зміни продуктивності теплонасосної системи базується на порівнянні тиску випаровування, тиску конденсації, частоти напруги, що вимірюються, з еталонними значеннями. Визначення підсумкової функціональної інформації надає можливість приймати наступні випереджувачі рішення: на підтримку зміни тиску випаровування щодо зміни витрати пари холодагента для цифрового управління; на підтримку зміни тиску випаровування щодо зміни витрати пари холодагента та на зміну частоти напруги щодо зміни числа обертів електродвигуна компресора для частотного управління.

Література

1. Jiang S. Air-Source Heat Pump Systems // Handbook of Energy Systems in Green Buildings. 2017. P. 1–44. doi: https://doi.org/10.1007/978-3-662-49088-4_2-1
2. Rees S. J. An introduction to ground-source heat pump technology // Advances in Ground-Source Heat Pump Systems. 2016. P. 1–25. doi: <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100311-4.00001-7>
3. Chaikovskaya E. Devising an energy saving technology for a biogas plant as a part of the cogeneration system // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2015. Vol. 3, Issue 8 (75). P. 44–49. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.44252>
4. Development of a Spiral Type Heat Exchanger for Ground Source Heat Pump System / Suzuki M., Yoneyama K., Amemiya S., Oe M. // Energy Procedia. 2016. Vol. 96. P. 503–510. doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.09.091>
5. Liu W., Xu M. Research Progress of Pile Heat Exchangers in Ground Source Heat Pump System // Procedia Engineering. 2017. Vol. 205. P. 3775–3781. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.141>
6. Чайковська Є. Є. Розробка методу підтримки розряду ґрунту в теплонасосному енергопостачанні // Технологический аудит и резервы производства. 2016. Т. 4, № 1 (30). С. 33–39. doi: <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2016.74705>
7. Dincer I., Rosen M. A., Ahmadi P. Modeling and Optimization of Heat Pump Systems // Optimization of Energy Systems. 2017. P. 183–198. doi: <https://doi.org/10.1002/9781118894484.ch6>
8. Underwood C. P. Heat pump modelling // Advances in Ground-Source Heat Pump Systems. 2016. P. 387–421. doi: <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100311-4.00014-5>
9. Li Y., Yu J. Theoretical analysis on optimal configurations of heat exchanger and compressor in a two-stage compression air source heat pump system // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 96. P. 682–689. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.132>
10. Matuska T., Sourek B., Sedlar J. Heat Pump System Performance with PV System Adapted Control // Proceedings of EuroSun2016. 2016. doi: <https://doi.org/10.18086/eurosun.2016.08.06>
11. Yan G., Bai T., Yu J. Energy and exergy efficiency analysis of solar driven ejector–compressor heat pump cycle // Solar Energy. 2016. Vol. 125. P. 243–255. doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.12.021>
12. A Predictive Model for Smart Control of a Domestic Heat Pump and Thermal Storage / Van Leeuwen R. P., Gebhardt I., de Wit J. B., Smit G. J. M. // Proceedings of the 5th International Conference on Smart Cities and Green ICT Systems. 2016. doi: <https://doi.org/10.5220/0005762201360145>
13. Чайковская Е. Е. Согласование производства и потребления энергии на основе интеллектуального управления тепломассообменными процессами // XV

Минский международный форум по тепломассобмену: Секция Тепло-массоперенос в энергетических процессах и оборудовании. Энергосбережение. Минск, 2016. С. 1–12.

14. Чайковська Є. Є. Інтелектуальні системи підтримки функціонування енергетичних систем на рівні прийняття рішень // Енергетика: економіка, технології, екологія. 2017. № 3. С. 114–118. doi: <https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2017.117377>